

А.Г. СТАСИЛЕВИЧ, главн. конструктор тракторного производства
РУП "МТЗ", ПО "МТЗ", г. Минск, Беларусь

В.В. СУПИН, начальник КБ инженерной графики и расчетов
НТЦ – УКЭР-1 РУП "МТЗ"

СОЗДАНИЕ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ С ЗУБЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Прямозубые зубчатые передачи с коэффициентом торцевого перекрытия больше двух характеризуются увеличенной нагрузочной способностью. Коэффициенты формы зубьев определены методом граничных элементов. Корпус коробки передач с многопарным зацеплением остался серийным.

Прямозубі зубчасті передачі з коефіцієнтом торцевого перекриття більше двох характеризуються підвищеною навантажувальною здатністю. Коефіцієнти форми зубців визначені методом граничних елементів. Корпус коробки передач з багатопарним зацепленням залишився серійним.

Gearing with high contact ratio (HCR) has another properties then gearing formed with the standard shape profile. These gears are characterized by increased strength capacity. In the present paper the problem of stress concentration at the root of gear based on the boundary element method (BEM). HCR-gearboxes designed by the use of presented improved calculation will not be oversized.

Введение. К зубчатым передачам предъявляют все более высокие требования в отношении их несущей способности, обусловленные передачей большей мощности в прежних габаритах. Перспективным направлением повышения нагрузочной способности зубчатых передач является применение передач с многопарным зацеплением – зацеплением, в течение времени контакта которого происходит взаимодействие двух и более пар зубьев.

Известны передачи с многопарным зацеплением в новом поколении тракторов John Deere серии 6020, семействе коробок передач Eaton Twin Splitter грузовых автомобилей, редукторах авиационных двигателей и др. [1-3].

В настоящей работе представлено решение по созданию силовых передач тракторов "Беларус" на основе применения зубчатых передач с многопарным зацеплением без изменения габаритов корпусных деталей (рисунки 1, 2). Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с исходным контуром, отличным от стандартного. Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при условиях отсутствия подрезания ножки зуба, интерференции, заострения вершин зубьев) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Параметры закругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений.

Методы исследования. Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур по ГОСТ 13755-81. Как известно, исходный контур определяет конфигурацию зубьев и тем самым устанавливает номинальный уровень несущей способности зубчатой передачи.

Величина торцевого перекрытия ε_α зависит от параметров производящего контура зуборезного инструмента. Для стандартного исходного контура предельное значение коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha=1,98$.

Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. В расчетах изгибной выносливости ГОСТ 21534-87 приведены данные коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} только для зубьев стандартного исходного контура. Одним из направлений совершенствования расчетов зубчатых передач является определение напряженного состояния зубчатых колес методами теории упругости, и в частности методом граничных элементов (МГЭ) [4-6]. Посредством МГЭ определены коэффициенты формы зубьев, нарезанных инструментом реечного типа для исходных контуров с полностью скругленной впадиной и профильными углами $\alpha=14,5^\circ; 17,5^\circ; 20^\circ; 25^\circ$ при коэффициенте высоты головки $h_a^*=1$ и $\alpha=28^\circ$ при $h_a^*=0,9$; а также с $\alpha=20^\circ$ и $h_a^*=1,25$. Границы изменения коэффициента смещения инструмента ($x=-0,8...+0,8$) и диапазон чисел зубьев ($z=10...500$) определены при условии отсутствия подрезания ножки зуба и заострения вершины.

Посредством полиномиальной аппроксимации получены формулы Y_{FS} для указанных выше контуров.

№	α	h_a^*	c^*	ρ_f^*	Y_{FS}
1	$14^\circ 30'$	1,0	0,408	0,544	$Y_{FS}=3,96+11,89/z-27,47x/z-0,015x^2$
2	$17^\circ 30'$	1,0	0,345	0,493	$Y_{FS}=3,62+13,12/z-27,38x/z+0,028x^2$
3	20°	1,0	0,25	0,38	$Y_{FS}=3,57+10,46/z-23,36x/z+0,038x^2$
4	25°	1,0	0,203	0,352	$Y_{FS}=3,08+9,85/z-20,76x/z+0,049x^2$
5	28°	0,9	0,184	0,347	$Y_{FS}=2,70+8,32/z-19,19x/z+0,063x^2$
6	20°	1,25	0,23	0,352	$Y_{FS}=3,91+15,89/z-30,69x/z+0,29x^2$

Основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и изгибной прочности зубьев при многопарном зацеплении приняты согласно стандартной методике. Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев K_{Ha} и K_{Fa} . В цилиндрических передачах с $\varepsilon_\alpha < 2$ нагрузочная способность определяется в большинстве случаев зоной однопарного контакта и на одну пару передается 100% нагрузки. В передачах с $\varepsilon_\alpha > 2$ передаваемая нагрузка распределяется попеременно

но между двумя и тремя парами зубьев, находящимися в зацеплении. Нагрузка на одну пару составляет в зависимости от степени точности, жесткости зацепления ~63% от общей передаваемой нагрузки. При движении зубьев на входе в зацепление и выходе из него в зависимости от характера деформаций зубьев и распределения погрешностей могут возникать пики контактных напряжений, которые устраняются профильной модификацией [2, 7-10].

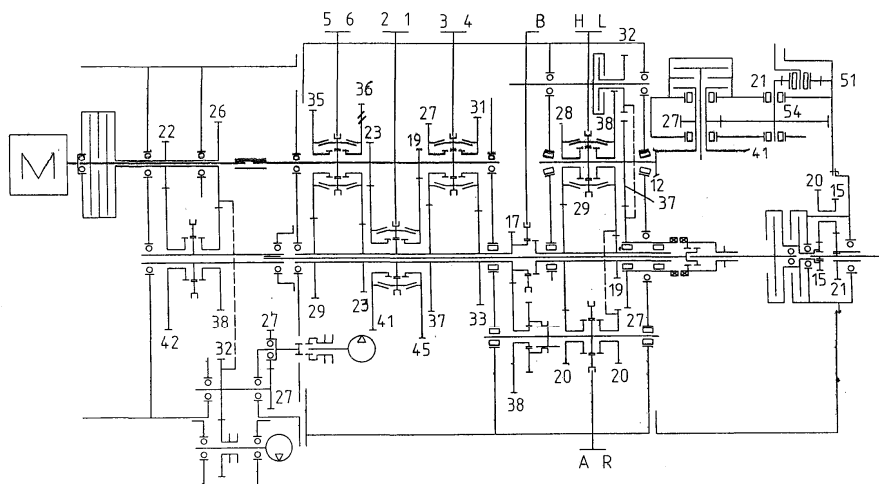


Рисунок 1 – Кинематическая схема серийной коробки передач

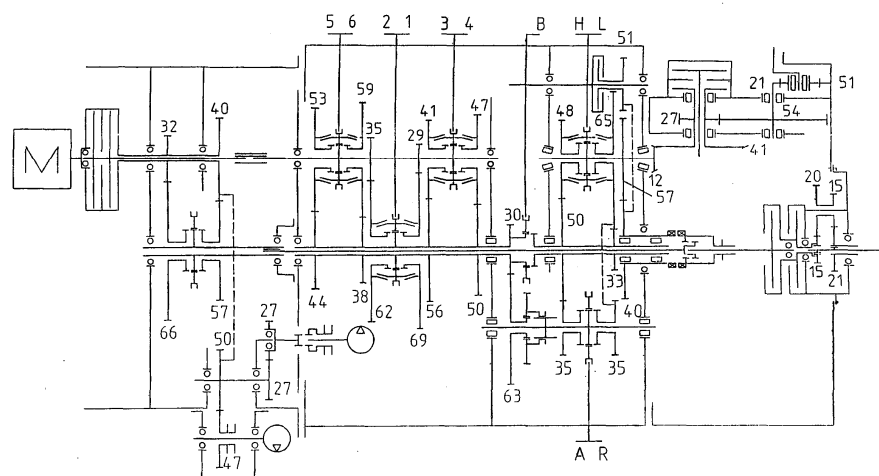


Рисунок 2 – Кинематическая схема опытной коробки передач с двухпарным зацеплением

Зубчатые колеса изготовлены из стали 15ХГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59...65HRC, сердцевины 29...45HRC, точность обработки соответствовала степени 7-6-6Сс (шлифование) по ГОСТ 1643-81. Точность серийных пар – 8Сс (шевингование). Нарезание зубчатых колес осуществлялось специальными фрезами с углом исходного контура $\alpha=15^\circ$.

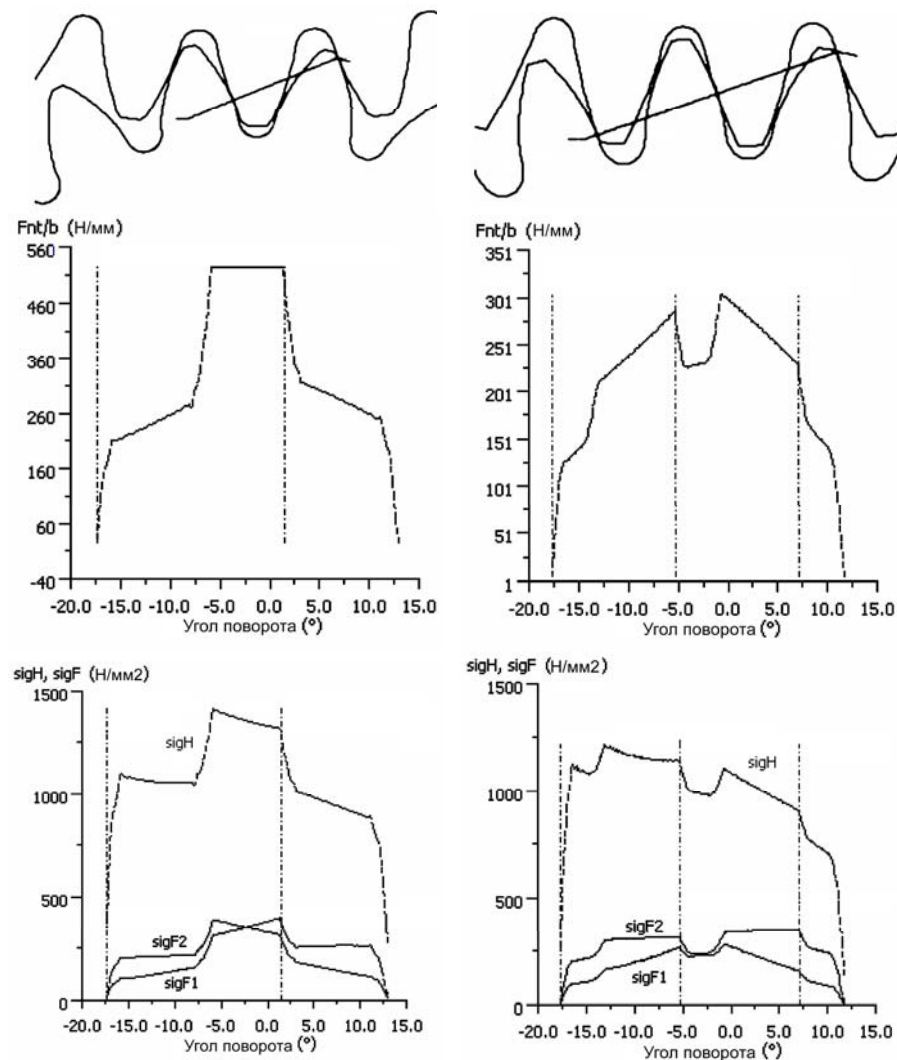


Рисунок 4 – Распределение удельной нагрузки и напряжений по линии зацепления в зубчатых парах $z1/z2=19/45$; $m=4,5\text{мм}$; $\epsilon_a=1,42$ слева и $z1/z2=29/69$; $m=3\text{мм}$; $\epsilon_a=2,12$ справа

Для определения и подтверждения работоспособности изготовленных передач были проведены ускоренные стендовые испытания опытных трансмиссий и полевые испытания в условиях рядовой эксплуатации трактора "Беларус-1523" тягового класса 3. Результаты испытаний опытных трансмиссий на стендах, в том числе на стенде инерционного типа с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30000 циклов включений, а также работа трактора "Беларус-1523" с опытной трансмиссией в условиях рядовой эксплуатации подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов. Нарботка трактора составила 4282ч, из них 1520ч трактор использовался на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом ХМС-950).

Закключение. Применение передач многопарного зацепления в трансмиссиях тракторов становится возможным благодаря увеличению точности изготовления зубчатых колес и совершенствованию методов расчета. В качестве методик расчета геометрии и прочности можно использовать действующие стандарты, в частности ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 21534-87 с учетом особенностей многопарного зацепления.

Создана и испытана коробка передач с многопарным зацеплением на стендах и в условиях рядовой эксплуатации трактора "Беларус-1523". Достигнута увеличенная передаваемая мощность в том же пространственном объеме.

Список литературы: 1. Barnett D.W., Agarwal A.B., Braun E.R. Load Sharing in High Contact Ratio Truck Transmission Gearing // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92 (1990). – №2. – P.80-88. 2. Кравченко И.Ф., Единолич и др. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №8(55). – С.129-134. 3. Rameshkumar M., Sivakumar P. end etc. Load Sharing Analysis of High-Contact-Ratio Spur Gears in Military Tracked Vehicle Applications // Gear Technology. – 2010. – P.43-50. 4. Устиненко В.Л., Рубенчик В.Я., Супин В.В. Расчет напряжений в зубьях шестерен методом интегральных уравнений // Повышение надежности и ресурса зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении: тез. докл. научн.-техн. совещ. – Харьков, 1979. – С.197-199. 5. Рудницкий В.И., Супин В.В. К расчету напряжений в зубьях шестерен при изгибе методом интегральных уравнений; Харьк. политехн. ин-т. – Харьков, 1982. – 49с. – Деп. УкрНИИНТИ 24.05.82, №3163-Д82. 6. Супин В.В. Разработка и исследование прямозубых передач с многопарным зацеплением // Труды БГТУ. Сер II, Лесная и деревообаб. пром-сть. – 2008. – Вып.XVI. – С.159-162. 7. Wang J., Howard I. A Further Study on High-Contact-Ratio Spur Gears in Mesh with Double-Scope Tooth Profile Modification // Gear Technology. – 2008. – P.64-70. 8. Franulovic M., Basan R., Krizan B. Critical Position of HCR Gear's Teeth with Regard to Pitch Error // Engineering Review. – 2008. – Vol.28 – №2. – P.1-10. 9. Старжинский В.Е., Антонюк В.Е. и др. Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко-французский / Изд. 4-ое, испр. и доп. / Под общ. ред. В.Е. Старжинского. – Минск: БелГИСС, 2007. – 186с. 10. KISSsoft software 10-2008, Calculation Programmes for Machine Design [www.KISSsoft.ch].

Поступила в редколлегию 04.05.11

УДК 621.831

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., главн. инженер проекта ПАО НКМЗ,
г. Краматорск

Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ

М.Г. СУКОВ, зам. начальника цеха ПАО НКМЗ

Г.А. ЛЕСНЯК, начальник конструкторского. отд. редукторостроения
ПАО НКМЗ

Ю.П. ГАВРИШ, начальник бюро ОКР ПАО НКМЗ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОБОЛОЧКИ ГИБКОГО КОЛЕСА КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Представлена методика составления уравнений напряженно-деформированного состояния оболочки гибкого колеса волновой передачи. Силовые факторы, действующие на выделенный элемент оболочки, сводятся к уравновешенной системе нормальных и касательных напряжений, которые заменяется эквивалентной системой сил и моментов. Напряженно-деформированное состояние оболочки получено в перемещениях и решено методами теории упругости.

Представлено методику складання рівнянь напружено-деформованого стану оболонки гнучкого колеса хвильової передачі. Силкові фактори діючі на виділений елемент оболонки зводяться до врівноваженої системи нормальних і дотичних напружень, які заміняється еквівалентною системою зусиль і моментів. Напружено-деформований стан оболонки отримано в переміщеннях і вирішено методами теорії пружності.

The technique of the equations estimating tensely-deformed condition of a cover of a flexible wheel of wave gear is presented. Power factors covers operating on an allocated element are reduced to the counterbalanced system normal and tangents of pressure which it is replaced with equivalent system of efforts and the moments. The stress-deformed condition of a cover is received in movings and is solved by methods of the theory of elasticity.

Гибкое колесо волновой передачи можно рассматривать как тонкостенную цилиндрическую оболочку. Отношение толщины стенки гибкого колеса к диаметру окружности, делящей стенку колеса пополам, составляет 0,012 (рисунок 1) [1]. Пусть цилиндрическая оболочка с толщиной стенки h и радиусом срединной поверхности a закреплена концами в толстые плиты, поворачивающиеся относительно друг друга на некоторый угол. При этом сохраняется расстояние между плитами, равное длине недеформированной оболочки. В процессе поворота плиты не испытывают деформации.

При деформации оболочки точка M_0 , лежащая на ее поверхности, получает перемещение \bar{U} и переходит в некоторую точку M , радиус которой равен

$$r^* = r + U; \quad U = U\tau_1 + v\tau_2 + \omega n,$$

где U , v , ω – составляющие вектора перемещения \bar{U} по осям τ_1 , τ_2 , n .

Выделим элемент оболочки двумя плоскостями, проходящими через ось